

(19)日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平5-256268

(43)公開日 平成5年(1993)10月5日

(51)Int.Cl. <sup>5</sup>	識別記号	序内整理番号	F I	技術表示箇所
F 04 C 2/10	3 4 1 C	8311-3H		
F 01 C 1/02	A	7367-3G		
F 03 C 2/08	A	6907-3H		
F 04 C 18/10		8311-3H		

審査請求 未請求 請求項の数14(全 9 頁)

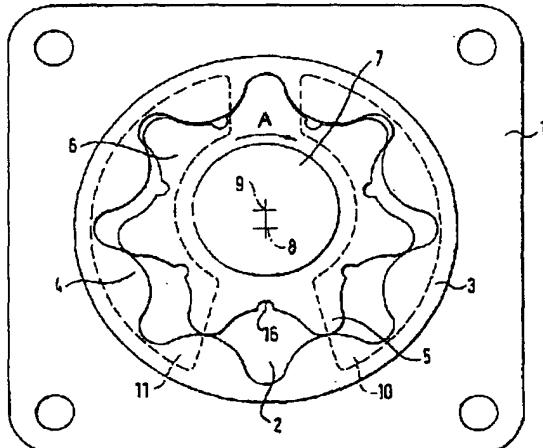
(21)出願番号	特願平5-5434	(71)出願人	593009468 ジークフリート アー. アイゼンマン Siegfried A. Eisenmann
(22)出願日	平成5年(1993)1月14日		ドイツ連邦共和国 7960 アウレンドルフ, コンヘスシュトラーセ 25
(31)優先権主張番号	P 42 00 883. 2	(72)発明者	ジークフリート アー. アイゼンマン ドイツ連邦共和国 7960 アウレンドルフ, コンヘスシュトラーセ 25
(32)優先日	1992年1月15日		
(33)優先権主張国	ドイツ (DE)	(74)代理人	弁理士 山本 秀策

(54)【発明の名称】 齒車式機械

(57)【要約】

【目的】 雑音発生を低下でき、機械効率の向上が図れる歯車式機械を提供する。

【構成】 内歯リングギヤ3およびこれよりも歯数が1枚少ないピニオン6が噛合する。雑音を低下させるため、ピニオン6の歯厚は、内歯リングギヤ3の歯厚の半分である。両歯車が最も深く噛合する点に対向する領域において、クリアランスが最小限の大きさであるにも関わらず、歯先間を自由にするために、内歯リングギヤ3及び/又はピニオン6のサイクロイドを平坦化する。



1

## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 液体又は気体用のポンプ或はモータに使用される歯車式機械であつて、吸引用開口部及び排出用開口部を有する歯車チャンバを含むハウジングと、該歯車チャンバ内に設けられた内歯リングギヤと、該ハウジング内の該内歯リングギヤの内側に回転可能に設けられ、該内歯リングギヤよりも1枚少ない数の歯を有し、該内歯リングギヤと噛合し、回転時に、それ自身の歯と該内歯リングギヤの歯との間に、該吸引用開口部から該排出用開口部に液体又は気体を送るための、回転、膨張および収縮する液体セルを形成するビニオンとを備え、該ビニオンの歯先及び該内歯リングギヤの歯溝が、該ビニオン及び該内歯リングギヤのピッチ円上の第1のサイクロイド生成円が回転することにより生成される外サイクロイド形状を有し、該ビニオンの歯溝および該内歯リングギヤの歯先が、該ビニオン及び該内歯リングギヤのピッチ円上の第2のサイクロイド生成円が回転することにより生成される内サイクロイド形状を有し、該第1のサイクロイド生成円の半径が該第2のサイクロイド生成円の半径と異なる歯車式機械において、対応するピッチ円上で測定された、該内サイクロイドにより規定される該ビニオンの歯溝及び該内歯リングギヤの歯先の周長が、対応するピッチ円上で測定された、該外サイクロイドにより規定される該ビニオンの歯先及び該内歯リングギヤの歯溝の周長の1.5倍～3倍であり、該外サイクロイド及び／又は該内サイクロイドの各平坦化量又はその合計が、該内歯リングギヤと該ビニオンとが最も深く噛合する点に対向する領域における歯先において必要な相対的に大きなクリアランスに相当し、更に該ビニオンと該内歯リングギヤとが互いに最も深く噛合する点におけるクリアランスが大幅に小さくなるまで、該2つのサイクロイドが平坦化されている歯車式機械。

【請求項2】 前記ビニオンの歯溝および前記内歯リングギヤの歯先の周長が、該ビニオンの歯先及び該内歯リングギヤの歯溝の周長の1.75倍～2.25倍である請求項1記載の歯車式機械。

【請求項3】 前記ビニオンの歯溝及び前記内歯リングギヤの歯先の周長が、該ビニオンの歯先及び該内歯リングギヤの歯溝の周長の2倍である請求項2記載の歯車式機械。

【請求項4】 前記外サイクロイド又は前記内サイクロイドの一方が、必要なクリアランスが実質的に得られるまで平坦化され、他方のサイクロイドの平坦化量がゼロに等しい請求項1記載の歯車式機械。

【請求項5】 前記外サイクロイドが平坦化されている

2

## 請求項4記載の歯車式機械。

【請求項6】 前記外サイクロイド又は内サイクロイドの平坦化が、対応するサイクロイドを規定する点を、前記サイクロイド生成円の周縁から中心に向けて、該サイクロイド生成円の半径上を少し移動させて行われる請求項1記載の歯車式機械。

【請求項7】 平坦化された各サイクロイドの開始点及び終点が、前記ピッチ円上の各々対応する元の未平坦化サイクロイドの開始点及び終点と直線によって結ばれている請求項6記載の歯車式機械。

【請求項8】 前記2つのサイクロイドの中心で測定された、該サイクロイドの各平坦化量及びその合計が、前記内歯リングギヤの前記ピッチ円の直径の1/2000～1/500である請求項1記載の歯車式機械。

【請求項9】 前記内歯リングギヤと前記ビニオンとが最も深く噛合する点における必要な歯面間の最小限のクリアランスが、該内歯リングギヤと該ビニオンの歯の輪郭を等距離縮小して得られる請求項1記載の歯車式機械。

【請求項10】 前記ビニオンの歯数が7枚～11枚である請求項1記載の歯車式機械。

【請求項11】 少なくとも前記ビニオンの前記歯溝に、狭い軸方向の溝が形成されている請求項1記載の歯車式機械。

【請求項12】 前記溝が、前記サイクロイドを生成する前記サイクロイド生成円の周長の1/4～1/6であり、好ましくは1/5である請求項11記載の歯車式機械。

【請求項13】 前記溝の幅が、その深さの2倍～3倍である請求項11記載の歯車式機械。

【請求項14】 前記内歯リングギヤの歯溝の底面に溝が形成されている請求項11記載の歯車式機械。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は、液体又は気体用のポンプ或は液体又は気体を圧縮することによって駆動されるモータに関し、特に液体用ポンプに好適な歯車式機械に関する。

【0002】

【従来の技術】 内燃機関および自動モータによる車両伝動装置に使用される内歯車ポンプ又はリングギヤポンプのほとんどはトロコイド歯のものが用いられる。トロコイド歯とは、中空のリングギヤ又はビニオンの歯面が円弧状に制限され、対向ギヤが、円弧により規定されたもう一方のギヤの歯のノンスリップ回転により規定されるものをいう。

【0003】 本発明が改良する歯車ポンプは、例えば、1925年の英國特許第233,423号又は同様に1920年代に発表されたMyron S. Hillによる論文"Kinematics of Gerotor

s"により周知のものである。内燃機関および自動伝動において、液体又は気体を送出するために、サイクロイド歯形を現代的に使用することは、本願出願人による独国特許第3,938,346号に記載されている。上記独国特許によるポンプは、互いに歯数の異なるリングギヤとピニオンとを有する内歯リングギヤポンプにおいて、完全なサイクロイド歯形を有する歯および歯溝の優れた運動学的特性を用いている。

【0004】上記リングギヤの歯は、エンジンのクランクシャフト又は自動ギヤボックスの主シャフト（主軸）により伝動されるピニオンの歯に噛合している。このように、クランクシャフトの比較的明白な半径方向の動きは、リングギヤの周面における噛合において、適切なクリアランスが選択されるという点で補償される。また、リングギヤをほとんど遊びなしで取り付け、その後、ピニオンの軸受けとピニオンとの間に対応する大きな遊びを設けることも可能である。この場合は、その後、ピニオンの歯をリングギヤの歯と噛合させる。このようなポンプは、本発明の好適な利用分野を示している。

#### 【0005】

【発明が解決しようとする課題】ところで、周知のポンプに見られる、望ましくない雑音発生およびその結果生じる効率の低下の主な原因は、作動流体の圧力脈動、すなわち送出流脈動であり、また半径方向および接線方向に歯が互いに打ち合うことである。送出流脈動は、歯車ユニットの発振につながる、絞り出された油圧のピークにより強化される。キャビテーション雑音もまた同様に作用する。すなわち、キャビテーション雑音は主に、ポンプの圧力チャンバ内における液泡、気泡の破壊により発生する。本発明はこのような事情に鑑みてなされたものであり、雑音発生を低下させ、更には機械効率および寿命の向上が図れる歯車式機械を提供することを目的とする。

#### 【0006】

【課題を解決するための手段】本発明の歯車式機械は、液体又は気体用のポンプ或はモータに使用される歯車式機械であって、吸引用開口部及び排出用開口部を有する歯車チャンバを含むハウジングと、該歯車チャンバ内に設けられた内歯リングギヤと、該ハウジング内の該内歯リングギヤの内側に回転可能に設けられ、該内歯リングギヤよりも1枚少ない数の歯を有し、該内歯リングギヤと噛合し、回転時に、それ自身の歯と該内歯リングギヤの歯との間に、該吸引用開口部から該排出用開口部に液体又は気体を送るための、回転、膨張および収縮する液体セルを形成するピニオンとを備え、該ピニオンの歯先及び該内歯リングギヤの歯溝が、該ピニオン及び該内歯リングギヤのピッチ円上の第1のサイクロイド生成円が回転することにより生成される外サイクロイド形状を有し、該ピニオンの歯溝および該内歯リングギヤの歯先が、該ピニオン及び該内歯リングギヤのピッチ円上の第

2のサイクロイド生成円が回転することにより生成される内サイクロイド形状を有し、該第1のサイクロイド生成円の半径が該第2のサイクロイド生成円の半径と異なる歯車式機械において、対応するピッチ円上で測定された、該内サイクロイドにより規定される該ピニオンの歯溝及び該内歯リングギヤの歯先の周長が、対応するピッチ円上で測定された、該外サイクロイドにより規定される該ピニオンの歯先及び該内歯リングギヤの歯溝の周長の1.5倍～3倍であり、該外サイクロイド及び/又は該内サイクロイドの各平坦化量又はその合計が、該内歯リングギヤと該ピニオンとが最も深く噛合する点に対応する領域における歯先間において必要な相対的に大きなクリアランスに相当し、更に該ピニオンと該内歯リングギヤとが互いに最も深く噛合する点におけるクリアランスが大幅に小さくなるまで、該2つのサイクロイドが平坦化されており、そのことにより上記目的が達成される。

【0007】好ましくは、前記ピニオンの歯溝および前記内歯リングギヤの歯先の周長を、該ピニオンの歯先及び該内歯リングギヤの歯溝の周長の1.75倍～2.25倍にする。

【0008】また、好ましくは、前記ピニオンの歯溝及び前記内歯リングギヤの歯先の周長を、該ピニオンの歯先及び該内歯リングギヤの歯溝の周長の2倍にする。

【0009】また、好ましくは、前記外サイクロイド又は前記内サイクロイドの一方を、必要なクリアランスが実質的に得られるまで平坦化され、他方のサイクロイドの平坦化量がゼロに等しくなるようにする。

【0010】また、好ましくは、前記外サイクロイドを平坦化する。

【0011】また、好ましくは、前記外サイクロイド又は内サイクロイドの平坦化を、対応するサイクロイドを規定する点を、前記サイクロイド生成円の周縁から中心に向けて、該サイクロイド生成円の半径上を少し移動させて行う。

【0012】また、好ましくは、平坦化された各サイクロイドの開始点及び終点が、前記ピッチ円上の各々対応する元の未平坦化サイクロイドの開始点及び終点と直線によって結ばれるようとする。

【0013】また、好ましくは、前記2つのサイクロイドの中心で測定された、該サイクロイドの各平坦化量及びその合計が、前記内歯リングギヤの前記ピッチ円の直径の1/2000～1/500になるようにする。

【0014】また、好ましくは、前記内歯リングギヤと前記ピニオンとが最も深く噛合する点における必要な歯面間の最小限のクリアランスを、該内歯リングギヤと該ピニオンの歯の輪郭を等距離縮小して得る。

【0015】また、好ましくは、前記ピニオンの歯数を7枚～11枚にする。

【0016】また、好ましくは、少なくとも前記ピニオン

ンの前記歯溝に、狭い軸方向の溝を形成する。

【0017】また、前記溝を、前記サイクロイドを生成する前記サイクロイド生成円の周長の1/4~1/6とし、好ましくは1/5にする。

【0018】また、好ましくは、前記溝の幅を、その深さの2倍~3倍にする。

【0019】また、好ましくは、前記内歯リングギヤの歯溝の底面に溝を形成する。

【0020】

【作用】以下に本発明の作用を液体用ポンプを例にとつて説明する。なお、以下に必要に応じてリングギヤおよびピニオンをまとめて両歯車と称する。

【0021】本発明の歯車式機械は、リングギヤがハウジング内に設けられ、ピニオンがリングギヤの内歯に対して中央に設けられたシャフトのクラランクアームの周りを回転するという構造を有し得る。しかし、本発明の歯車式機械は、好適には、リングギヤが歯車チャンバ内で回転し、リングギヤの回転軸および歯車チャンバに対して同心円状に設けられたピニオンが静的なシャフトにより、又はそのような回転軸の回りを回転するという構造を有する。

【0022】本発明の歯車式機械の主な利用分野は、内燃機関および自動伝動装置用の、液体を潤滑又は圧縮するための内歯リングギヤポンプであり、最高30パールの送出圧力を有する。

【0023】この使用目的のためには、ポンプのピニオンがエンジンのクラランクシャフトの延長部に設けられるか、又はギヤボックス内の主軸がクラランクシャフトにより駆動されるかであるが、内歯リングギヤポンプは、静肅な低振動ポンプであることが証明されている。しかし、エンジンおよび伝動装置としては、ますます静肅なものが要求される傾向にあるため、このようなポンプもより一層静肅なものが要求される。

【0024】リングギヤ機械（歯車式機械）の雑音を最低限に低下させるに際して、本発明者は、リングギヤ機械における送出流脈動は、少なくとも製造を厳密に行い、且つクリアランスを小さくする場合は、主に瞬間変位量特性により発生すると考える。ここで、瞬間変位量特性は、主にピニオン又はリングギヤの回転角における機械の圧縮領域と吸引領域との間の密閉点の位置に依存する。従って、理論的には、歯がクリアランスなく完全に噛合した場合、密閉点は歯面と歯の噛合線との交点に一致する。圧縮開口部と吸引開口部の上方の領域内の密閉点は重要ではない。なぜなら、上記密閉点によって分離された液体セルは、いずれにしても吸引開口部および圧縮開口部によってこの領域で連結されるからである。このように歯が最も深く噛合する領域（以下、噛合最深領域という）およびそれに対向する領域内の密閉点の位置のみが、決定的な要素となる。本発明のリングギヤ機械においては、理論的噛合線は、3つの円から形成され

る。この3つの円は、ピッチ円と、両歯車の回転軸を結ぶ直線との交点で互いに接し、この直線を挟んで対象的であり、2等分される。

【0025】最も重要である噛合最深領域（図1の上部に相当）における最適噛合条件は、本発明のサイクロイド歯形によって得られる。しかし、これはクリアランスがこの位置において非常に小さい場合に限られる。ところで、歯間のクリアランスの縮小量は、他の要素によって制限される。なぜなら、大量生産用の高度な技術を使用することなしに、リングギヤをある程度非円形にすることは不可能だからである。

【0026】この結果、従来技術においては、最小限のクリアランス又は遊びが常に、噛合最深点に対向するピニオンの歯先とリングギヤの歯先（図1の底部に相当）との金属的な接触を防止するために十分な値でなければならない。噛合最深点に対向する領域で歯が自由に噛合することを保証するために必要なクリアランスは、"最小歯間クリアランス"につながり、これは周知の歯形においてはまだ比較的大きなものになっている。このこと自体の結果として、理論的輪郭とは大幅に異なる噛合最深領域の密閉点の軌跡が生じる。

【0027】噛合最深領域に可能な最小限のクリアランスを許し、対向する領域に大きな歯間クリアランスを残すために、本発明者は、更に、互いに協働するリングギヤの歯溝とピニオンの歯、またはリングギヤの歯とピニオンの歯溝のいずれかを、噛合最深点に対向する領域において歯先が確実に互いに自由になるまで、平坦化することを提案する。従って、歯の平坦化は、噛合最深点に對向する領域においてクリアランスが相対的に大きくなることを達成する。また、歯溝を同量分平坦化することは、噛合最深領域における歯間のクリアランスが拡大することを補償する。

【0028】言うまでもなく、上記の平坦化は、2つのサイクロイド群、すなわち外（外転）サイクロイドおよび内（内転）サイクロイド間に分配され得る。しかし、2つのサイクロイドの内の一方のみを制限した方がより簡単である。

【0029】その結果、両歯車は噛合最深領域における最小限のクリアランスで実際に噛合し、かつクリアランスが理論的な最大値に非常に近付く。このことは、噛合最深領域において、噛合する歯間の密閉点が偏位することに起因する悪影響を最小限に抑えることができる。すなわち、このようにすれば、偏位の送出量脈動に対する悪影響を減少できる。

【0030】しかし、本発明により選択された歯厚の割合によると、送出流脈動は、特に大幅に減少する。本発明者等の広範囲にわたるテストの結果によれば、送出流脈動、すなわちユニット時間毎のスループットの変動は、選択された歯の輪郭に依存しないわけではないことが確認された。選択された歯形は、サイクロイド歯形の

場合、内歯リングギヤとピニオンとの歯厚の割合を変化させることにより、特に容易に変更し得る。従って、サイクロイド歯形の利点を損なうこともない。この事実は、本発明の課題の解決に利用されている。瞬間変位量の変動、すなわち最大変位量、最小変位量および中間変位量の差を示す指標が、中空リングギヤの歯厚とピニオンの歯厚の各割合に対して記される場合、歯厚の割合が1.5と3との間の領域において、最小変位量が得られ、瞬間変位量は不規則であるということになる。

【0031】また、上記の構成において、ピニオンの歯厚をリングギヤの歯厚の半分、すなわち外サイクロイドを生成する外サイクロイド生成円の直径を内サイクロイドを生成するサイクロイド生成円の直径の半分にすると、最適の条件になる。

【0032】好ましくは、歯の輪郭の平坦化において、2つのサイクロイドの内の1つのみ、すなわち外サイクロイドか内サイクロイドのいずれかを平坦化する。これにより、必要なクリアランスが得られ、一方のサイクロイドの平坦化はゼロに等しくなる。ここで、外サイクロイドの平坦化を行う方がより好適である。

【0033】言うまでもなく、平坦化において、歯溝の平坦化およびこの歯溝と協働する歯先の平坦化は両方共、同一の数学的法則に従う。例えば、歯の半径方向における高さおよびこの歯と協働する対向ギヤの溝の半径方向における深さが少し減少し、歯の中心又は歯溝の中心から、歯の中心とピッチ円との交点までの距離が次第に減少してゼロになるというように平坦化し得る。

【0034】しかし、これは最適のサイクロイド形状からの逸脱を意味している。最も簡単な解決方法は、サイクロイドを規定する点を生成円の周縁からその中心に向けて半径方向に少し移動されることにより得られる平坦化である。このようにすれば、サイクロイド形状が保持される。

【0035】この結果、平坦化されたサイクロイドの開始点と、ピッチ円上の未平坦化サイクロイドの対応する開始点との間に1/数百mm程度の隙間が発生するが、この隙間は平坦化されたサイクロイドの開始点および終点と、ピッチ円上の未平坦化サイクロイドの開始点および終点を直線で結ぶことによりうまく解消できる。

【0036】また、リングギヤの直径が比較的大きい場合は、平坦化量の合計は1/1000になり、リングギヤの直径が小さい場合は、この合計は1/500になる。このことから、例えばリングギヤのピッチ円の直径が100mmである場合は、2つのサイクロイドの平坦化の合計は僅か約0.1mmである。従って、平坦化されたサイクロイドの開始点の、対応するピッチ円からの距離も僅か0.1mmとなる。

【0037】しかし、これらの平坦化によって、噛合最深領域においては、2つの歯車がほとんどクリアランスなしで噛合し得、一方、噛合最深点に対応する領域にお

いては、歯先間に約0.1mmのクリアランスが保持されるという状態が達成される。更に、歯車がある特定の回転位置にある場合は、歯先間のクリアランスはゼロに近付き、リングギヤおよびおそらく最小直径を有するピニオンにおいても正確さの欠如を補償する。

【0038】本発明において、噛合最深領域における歯間のクリアランスは非常に小さいものになるが、ゼロであってはならない。周方向における必要最小限の歯面間クリアランスは、歯の輪郭を等距離縮小することにより得られる。この縮小の程度は、例えばリングギヤのピッチ円の直径の10<sup>-4</sup>倍であり得る。この数値から、本発明において必要とされる歯間クリアランスがいかに小さいかがわかる。

【0039】ところで、歯数が増加すると、送出流脈動は言うまでもなくリングギヤ機械において減少する。このことは送出流自体についても当てはまる。従って、本発明では、リングギヤ機械における歯数を過剰な送出流脈動および許容不可能なほど小数の歯を設けることによる不具合を受け入れることなく、歯数をできるだけ減らさせている。従って、ピニオンの歯数は7~11の間で選択される。

【0040】また、液体送出流におけるキャビテーションにより引き起こされる気泡の破壊によって起こり得る液体ポンプの送出流中の圧力の突然の変動による影響を防止するために、本発明では、少なくともピニオンの歯溝の底面に狭い軸方向溝を設ける。

【0041】この軸方向溝を設けると、歯溝がリングギヤの歯先によって最適に充填されるので、両歯車が互いに最適に案内し合う。それ故、歯間の密閉が損なわれることなく、ある程度のデッドスペースを保証する。このように生成されたデッドスペースにおいては、作動液体および絞り出された油の蒸気が充満したキャビテーション泡が、ポンプ又はモータの駆動により破壊されることなく高速に集まる。キャビテーション泡は質量が小さいため、ピニオンの歯溝の底面近傍の重力の影響により集められる。従って、上記溝のデッドスペースの否定的な作用は無視し得るほど小さなものになる。

【0042】上記の溝のサイズを決定するためのガイドラインによると、溝の幅が狭すぎると吸引容量が小さすぎる一方、溝が深すぎるとピニオンの強度が損なわれる。また、溝の幅が広すぎると、両歯車の輪郭の協働が損なわれる。

【0043】ここで、矩形断面の溝を設けると、吸引容量が大きくなるという利点がある。また、高度に丸い輪郭、例えば円弧の断面を有する場合は、ピニオンの強度の脆弱化が最小限に抑えられるという利点がある。矩形の溝の場合は、ノッチ効果を避けるために、溝の側壁と底面が交わる辺に都合よく丸みを持たせる。溝の側壁と隣接する歯溝の底面が交わる辺もまた、歯溝の底面の全荷重容量をできるだけ保持するために、丸みを持

たせる。

【0044】また、内歯リングギヤの歯溝の底面にも溝を設けると、この溝はいかなるキャビテーション泡をも吸引しないが、絞り出された油は吸引し得る。このことは多くの場合好都合である。通常、これらの溝はピニオンの歯溝の底面の溝よりも小さく形成され得る。

【0045】軸方向から見れば、上記溝は、例えば円弧の断面を有する。しかし、製造上の理由により、溝が全歯幅にわたって一定の断面を有することが好適である。

【0046】

【実施例】以下に本発明の実施例を説明する。

【0047】図1は本発明が適用されるリングギヤポンプを示す。このリングギヤポンプは、円筒状のリングギヤチャンバ2を有するハウジング1を備えている。リングギヤチャンバ2の周面上には、内歯リングギヤ3の円筒状の周面が回転可能に取り付けられている。中空の内歯リングギヤ3は、歯4を8枚有する。歯4は、ピニオン6の歯5と噛合し、ピニオン6は、これを駆動するシャフト7の周りに回転可能に取り付けられている。内歯リングギヤ3の回転軸を参照符号8で示し、ピニオン6の回転軸を参照符号9で示す。

【0048】図1の矢印Aで示すように、リングギヤポンプは時計回りに回転する。リングギヤポンプは吸引用開口部10および排出用開口部11を有する。これら2つの開口部10および11は、図1において内歯リングギヤ3およびピニオン6の後方に位置するため、これら開口部の輪郭を破線で示す。なお、説明の明確化のため、吸引用開口部10への吸引通路および排出用開口部11からの排出通路は、図1には図示しない。

【0049】一般にリングギヤポンプに関しては、図1を参照して上記した程度のことが周知である。サイクロイドの平坦化、内歯リングギヤ3の歯厚に対するピニオン6の歯厚の割合、およびピニオン6の歯溝の底面に設けられた溝16を除いて、上記ポンプは、独国特許第3,938,346号または1990年10月5日提出の米国特許出願第593,135号によるポンプに対応する。

【0050】図4に、ピニオン6のピッチ円TR上でラジアンに基づいて測定したピニオン6の歯厚BE、および、内歯リングギヤ3のピッチ円TH上で同様に測定した、内歯リングギヤ3の歯厚BHを示す。理論的噛合線Eもまた、図4に示す。図4に示す上記噛合線Eの上部を、図3(a)に拡大して示す。上記したように、噛合線Eは、両歯車(内歯リングギヤ3およびピニオン6)の回転時に、ピニオン6の歯5の輪郭と内歯リングギヤ3の歯4の輪郭とが接する点の軌跡を表す。

【0051】両歯車が図3(a)および図5に示す位置から回転を始める場合、噛合点は、まず位置E0(図3(a)参照)にある。噛合点は、ここから半円E1上を移動して点Cに達する。点Cは、2つのピッチ円THお

よびTRが、内歯リングギヤ3およびピニオン6の回転軸8および9を結ぶ直線の延長線上で接する点である。噛合点は、点Cから、円E3上を矢印Bの方向に移動する。

【0052】噛合点が、点E0と点Cとを結ぶ直線上の、円E3の頂点に達すると、図3(a)の左部分に示すピニオン6の中心線が点E0と点Cとを結ぶ直線上に位置する。噛合点は、さらに円E3の左半分上を移動して再び点Cに達し、図3(a)の左部分に示すピニオン6の左歯面が点Cに位置する。同時に、ピニオン6の歯先の外サイクロイドと内歯リングギヤ3の歯の内サイクロイドとの噛合点は、2つのピッチ円の間の曲線E2上を、噛合最深点に対向する領域に向かって下方に移動し、その後、再び点Cに向かって上方に移動する(図4参照)。

【0053】しかし、実際の噛合線、即ち、より正確には2枚の歯の間の密閉点の軌跡は、遊びおよび製造上の不正確さのために、上記の理論的軌跡とは大幅に異なる。

【0054】図3(a)より、上記した理論的且つ理想的な状態においては、内歯リングギヤ3の歯の中心線が両歯車の回転中心8および9を結ぶ直線上にある時、サイクロイド歯形を有する内歯リングギヤ3の歯4の後歯面と、ピニオン6の歯5の前歯面との間には、非常に狭いクリアランスVRのみが存在する。このクリアランスVRは、この後、両歯車が変位距離が最高値に達する前の最適点まで角回転を行う領域中において変位されなければならないということもまた明かである。

【0055】しかし実際には、ギヤの歯の噛合に全く遊びがないということは決してない。特に従来は、比較的大きな遊びが必要であった。なぜなら、腎臓形の吸引用開口部10と排出用開口部11との間に必要な密閉領域における噛合最深点に対向する領域においては、歯が互いにブロッキングおよびハンマーリングをし得ないということを保証するために、適当な歯先間クリアランスが、あまり望ましくはないが、存在しなければならなかったからである。

【0056】周知のサイクロイド歯形においては、図1の下部密閉領域におけるこのランニングクリアランスもまた、噛合最深領域の密閉点において、望ましくない大きなクリアランスが形成されることにつながる。本発明は、噛合最深点に対向する領域において必要な相対的に大きな歯間クリアランスを損なうことなく、噛合最深領域において、最小限のクリアランスのみが存在することを可能にする。歯溝および歯の輪郭を形成するサイクロイドを上記目的に必要なだけ平坦化するための好適な条件を、図2に拡大して示す。修正すべき歯車のピッチ円をTで示す。以下、これをピニオン6のピッチ円とする。

【0057】サイクロイドを生成するための生成円RH

11

も図2に示す。生成円RHが点Z0から、ピッチ円Tの内側に沿って移動する場合、生成円RHの周縁上の点Y1は、初期位置がZ0であり、ピニオン6の歯溝を規定するサイクロイドFRを描く。サイクロイドを描く点を、生成円RHの半径rH上を、生成円RHの中心に向かって短距離だけ移動させて点X1とした場合、点X1の初期位置は、点Z1となり、Y1の場合のZ0とは異なる。生成円RHがピッチ円T上をさらに左に移動した場合、点X1がサイクロイドFR1を描くが、その終点は、ピッチ円からは少し離れる。その距離は、図2においてはZ1-Z0の距離に相当する。同様に、生成円REを回転させることにより、ピニオン6の歯先を規定する外サイクロイドFHもまた平坦化され得る。この場合、平坦化されたサイクロイドFH1を描く点X2は、初期位置がZ2である。この様式で、左側の大きなピニオン6の歯底面を、ピッチ円T方向に放射状に移動させ、一方、ピニオン6の歯の輪郭を、サイクロイドFHから放射状にピッチ円T方向に移動させて平坦化する。

【0058】内歯リングギヤ3の歯4の輪郭および歯溝も同様に平坦化される。そのための構造は、ピッチ円Tが内歯リングギヤ3のピッチ円であり、生成円RHが歯4の輪郭を規定し、生成円REが歯溝を規定すること以外は、上記したものと同一である。本発明による構造において、平坦化されたサイクロイドは、ピッチ円Tから少し離れた位置において開始および終了する。図2において、この距離はZ1-Z2の距離である。この距離は実際は、図2に拡大して示したものに比べて非常に短いため、単に直線で結ばれ得る。歯を上記したような形にすれば、まず、噛合最深領域においてクリアランスのない、図3(a)に相当する、理想的な歯形が得られる。

【0059】しかし、この歯形は、噛合最深点に対向する領域においては、図5に示す回転位置において、歯先間のクリアランスSRを有し、そのクリアランスSRの距離は最大で、Z0-Z1の距離とZ0-Z2の距離を合計したものである。噛合最深領域における歯間クリアランスを規定する場合、ピニオン6の歯高の縮小距離および内歯リングギヤ3の歯高の縮小距離の合計が、噛合最深点に対向する領域における歯のいかなる金属的接触をも確実に防止するために十分長い限り、内歯リングギヤ3の歯に丸みが欠けていることを考慮する必要はもはやない。言うまでもなく実際は、ピニオン6の歯5と内歯リングギヤ3の歯4とが両方とも平坦化されるわけではなく、上記2つの歯車のいずれか一方のみが平坦化される。この方がより簡単である。

【0060】実際は、最小限の歯間クリアランスのみを残しておくことが必要であり、これは、内歯リングギヤ3の歯の輪郭またはピニオン6の歯の輪郭のいずれかを、図2に示す構造によって得られたサイクロイドFR1またはFH1の後方百分の1ミリまたは数百分の1ミリの位置にある等距離線まで戻す(縮小する)ことによ

10

り、簡単に得られる。このようにして得られた歯車対を図5に示す。図5より、歯間クリアランスSUは、噛合最深点に対向する領域の歯先間のクリアランスSRに対して非常に狭い必要があるということが明かである。

【0061】図3(b)に、本発明により得られた歯形を、図3(a)と同一の拡大率で示す。図3(b)より、歯の輪郭を、例えばピッチ円直径の千分の1縮小することによって得られた僅かな歯間クリアランスVRに液体が充満することによって得られたということが明かである。このようにして、図3(b)に示す位置にある2つの歯車間に得られたクリアランスVRの効果は、ピニオン6による駆動力が理論上におけるように点E0において伝達されるのではなく、かなり広い領域にわたって広がるということである。

【0062】なぜなら、上記の小さなクリアランスVRに送出液体が充満し、その液体クッションが広い領域にわたって駆動力を伝達するからである。従来必要であった大きな歯間クリアランスによると、2枚の歯の輪郭の潤滑性が非常に悪かったために、液体膜は非常に狭い領域のみに存在し、絞り出された液体の量が非常に多かつた。

【0063】本発明によると、駆動ピニオン6と駆動される内歯リングギヤ3との歯の接触は、広い領域で起こる。なぜなら、上記2枚の歯の歯面間の薄い送出液体層の厚みの差が非常に小さいため、図3(b)に示すクリアランスVRから液体を左方に絞り出すために必要な圧力が、内歯リングギヤ3にトルクを伝達するために十分大きいからである。図3(b)に示す曲線E1'に覆われた領域が、図3(a)に示す、噛合点が移動する半円E1に置き換わっている。

【0064】ピニオン6の歯溝と内歯リングギヤ3の歯4との協働に関する上記の条件は、ピニオン6の歯5と内歯リングギヤ3の歯溝との協働に関しても同様に適用される。この場合は、噛合点が移動する円E3(図3(a))が曲線E3'に覆われた領域(図3(b)参照)に置き換えられる。

【0065】図3(a)に示す噛合線部E4およびE5の領域では、力を伝達する歯の接触はもはや起こらない。上記歯の接触は、噛合最深領域外の回転領域において大きな歯間クリアランスを設けることにより防止される。よって、曲線E2の最初の部分のみが短い距離だけ保持される。

【0066】最後に、歯間クリアランスVRが最小である、図3(b)に示す本発明による構造により、高い密閉性が得られ得るということが明かである。なぜなら、図3において残されたクリアランスVRが、その全長にわたって非常に狭いからである。

【0067】図2および図4から明かなように、本発明によると、内歯リングギヤ3またはピニオン6のピッチ円Tに沿って描かれた内サイクロイドFR1により規定

50

される歯先または歯溝の周長は、外サイクロイド  $FH_1$  により規定される歯溝または歯先の周長の 2 倍である。換言すれば、内サイクロイド  $FR_1$  を生成する生成円  $RE_H$  は、生成円  $RE$  の約 2 倍の直径を有する。

【0068】本発明の他の大きな利点は、2つの歯車間に半径方向および接線方向の加速および減速が実際ないということである。

【0069】一般に、原則として、半径方向クリアランスの大きさは、噛合最深点に対向する領域におけるランニングクリアランスの  $1/6$  から  $1/3$  で十分であるといふのは正しい。すなわち、上記の大きさのクリアランスが、歯の輪郭を、サイクロイド、または平坦化されたサイクロイドの後方百分の 1ミリまたは数百分の 1ミリに位置する等距離線まで縮小することによって十分であるといふのは正しい。そして、上記歯の輪郭を縮小することはまた、噛合最深領域においても効果的である。

【0070】最後に、上記より、本発明によるクリアランスの縮小により、歯が互いに噛合した、獨特特許第 3,938,346 号による歯車式機械において、以下の利点が達成される。

【0071】図 3 (b) より、本発明においては、少なくとも油ポンプにおいて、図 3 (b) に示す位置から、ビニオン 6 の歯 5 がビニオン 6 および内歯リングギヤ 3 の回転軸 8 および 9 を結ぶ直線上にある位置まで、歯車を回転させた時に、絞り出された油の量が、薄い油膜の量よりも認識可能な程度に多いといふことはないといふことが明かである。換言すれば、クリアランスに残留している油の量は、遊びを充満する薄い油膜の量を殆ど越えていないため、絞り出された油をさらに変位させる必要はほとんどない。

【0072】このことは、送出流脈動を大幅に減少させる。上記の本発明による、歯先の厚みの違いも同様に作用する。図 6 では、ビニオン 6 の歯厚  $BE$  に対する内歯リングギヤ 3 の歯厚  $BH$  の割合 ( $BH/BE$ ) を横座標に取り、外サイクロイド生成円の直径に対する内サイクロイド生成円の直径を数学的に計算している。縦座標は瞬間変位量  $A$  の均一性に対する欠如率  $\delta$  を示す。

【0073】均一性に対する欠如率  $\delta$  は以下の式で表される。

【0074】 $\delta = (A_{max} - A_{min}) / A_{mean}$

図 6 は、図 1、図 4 および図 5 に示すように、内歯リングギヤ 3 の歯数：ビニオン 6 の歯数が 7:8 である場合の、上記割合を示す。図 6 より、瞬間変位量  $A$  の均一性に対する欠如率  $\delta$  が、歯厚の割合に依存していることが明かである。 $BH/BE = 2$  の場合、この割合は明かに最少である。この場合、均一性に対する欠如率  $\delta$  は僅か約 2.5 % である。これに対して、ビニオン 6 と内歯リングギヤ 3 との歯厚が等しい場合は、均一性に対する欠如率  $\delta$  は 5 % よりも高い。同様に、本発明により選択された歯厚の割合は、送出流脈動の減少に大きく寄与し、

したがって雑音を低下させる。

【0075】すでに低音発生に関して特徴を有する本発明による歯車式機械において、より高速に回転した場合にも雑音を低下させるために、軸方向溝 16 が、ビニオン 6 の歯溝の底面中央に設けられている。図面から明らかのように、これらの溝 16 は半円形の断面を有しているが、ビニオン 6 の歯溝底面の表面に鋭角的に入り込んでいるわけではない。

【0076】歯車式ポンプが時計回りに回転する場合、比較的高速の回転時に送出液中に発生するキャビテーション泡が遠心力によって溝 16 に集まり、この部分のデッドスペース効果により、噛合最深点、すなわち、点 C を越えて、吸引領域に運搬される。同様に、溝 16 が絞り出された油を吸引し得る。この結果、雑音が大幅に低下し、それにしたがって効率も向上する。

【0077】絞り出された油を吸引するための類似の溝 17 が、内歯リングギヤ 3 の歯溝底面にも設けられる。溝 17 を図 5 に破線で示す。

【0078】

【発明の効果】以上の本発明によれば、外サイクロイド及び／又は内サイクロイドの各平坦化量又はその合計が、内歯リングギヤとビニオンとが最も深く噛合する点に対向する領域における歯先間において必要な半径方向クリアランスに相当し、かつビニオンと内歯リングギヤとが互いに最も深く噛合する点におけるクリアランスが大幅に小さくなる程度にまで 2 つのサイクロイドを平坦化する構成をとるので、送出流脈動を大幅に低減できる。従って、雑音の発生を低減でき、更には機械効率の向上および寿命の延命が図れる。

【0079】また、クリアランスが小さいために、ビニオンと内歯リングギヤとの間の密閉性も高い。

【0080】また、特に請求項 4、請求項 5 等記載の歯車式機械によれば、製作性の向上およびコストダウンが可能になる。

【0081】また、特に請求項 11 記載の歯車式機械によれば、雑音発生をより一層低減でき、機械効率を更に一層向上できる利点がある。

【図面の簡単な説明】

【図 1】内歯リングギヤおよびビニオンを有するギヤチャンバが見えるようにカバーを省略した、本発明による内歯リングギヤポンプの模式図。

【図 2】サイクロイドを平坦化するための、利点のある幾何学的構造を拡大して示す図。

【図 3】(a) は、本発明による理想的な遊びのない歯形の左半分の、噛合最深領域をより拡大して示す図であり、(b) は、実際のクリアランスを有する歯形を(a) と同一の拡大率で示す図。

【図 4】図 1 に示すリングギヤポンプの、ある回転位置における両歯車を示す図。

【図 5】図 1 に示すリングギヤポンプの、別の回転位置

15

における両歯車を示す図。

【図6】内歯リングギヤとピニオンの歯数の比率が7:8であるポンプにおいて、瞬間変位量の不規則性が、ピニオンの歯厚に対する内歯リングギアの歯厚の割合に依存するということを示すグラフ。

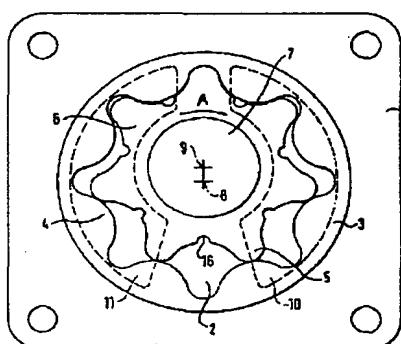
【符号の説明】

1 ハウジング

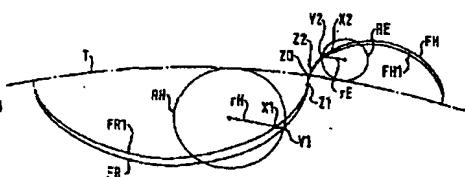
16

- 2 リングギヤチャンバー
- 3 内歯リングギヤ
- 6 ピニオン
- 10 吸引用開口部
- 11 排出用開口部
- 16, 17 溝

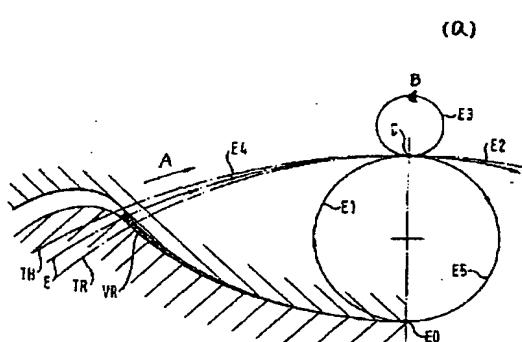
【図1】



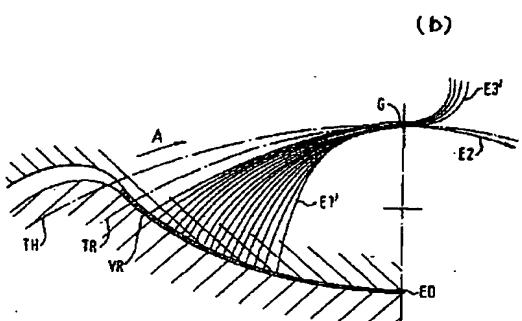
【図2】



【図3】

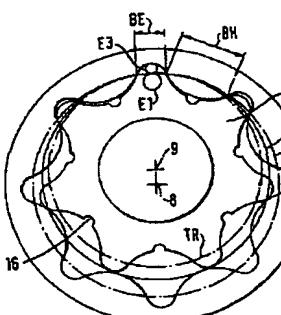


(a)

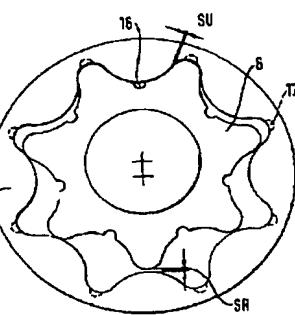


(b)

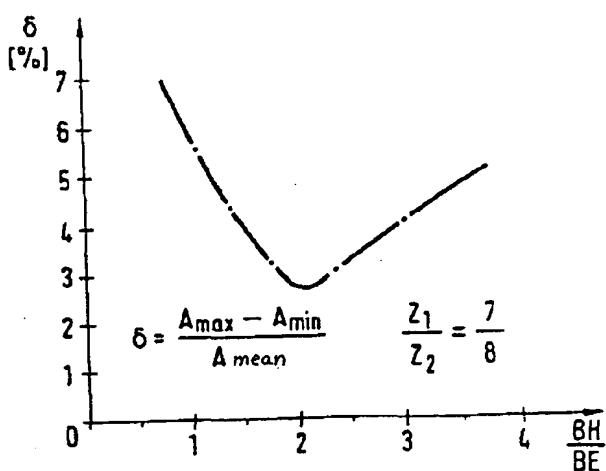
【図4】



【図5】



【図6】



## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 05-256268

(43)Date of publication of application : 05.10.1993

(51)Int.CI. F04C 2/10  
 F01C 1/02  
 F03C 2/08  
 F04C 18/10

(21)Application number : 05-005434

(71)Applicant : EISENMANN SIEGFRIED A

(22)Date of filing : 14.01.1993

(72)Inventor : EISENMANN SIEGFRIED A

(30)Priority

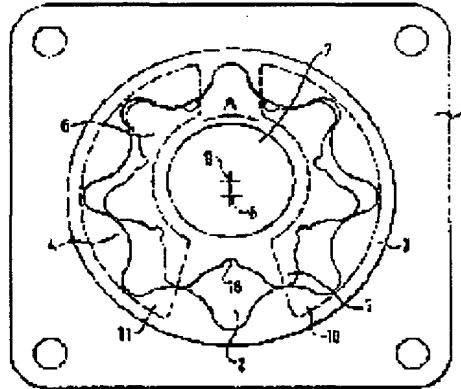
Priority number : 92 4200883 Priority date : 15.01.1992 Priority country : DE

## (54) GEAR-TYPE MACHINE

## (57)Abstract:

PURPOSE: To obtain a gear-type machine capable of reducing noise generation and enhancing mechanical efficiency.

CONSTITUTION: An internally toothed ring gear 3 meshes with a pinion 6 having only one tooth less than the gear. For the purpose of reducing noise, the teeth of the pinion 6 are only half as wide as the internally toothed ring gear 3. The cycloids of the internally toothed ring gear 3 and/or the pinion 6 are flattened in order to ensure adequate free passage of the teeth heads in a region opposite the point of deepest teeth engagement of the two gears in spite of minimum clearance.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 19.07.1994

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number] 2818723

[Date of registration] 21.08.1998